

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004 年 2 月 19 日 (19.02.2004)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2004/015269 A1

- (51) 国際特許分類: F04B 27/10
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/010094
- (22) 国際出願日: 2003 年 8 月 7 日 (07.08.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願2002-230216 2002 年 8 月 7 日 (07.08.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社 豊田自動織機 (KABUSHIKI KAISHA TOYOTA JIDOSHOKKI) [JP/JP]; 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 栗田 創 (KURITA, Hajime) [JP/JP]; 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 Aichi (JP).

町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動織機 内 Aichi (JP). 栗山 博 (UNEYAMA, Hiroshi) [JP/JP]; 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動織機 内 Aichi (JP). 深沼 哲彦 (FUKANUMA, Tetsuhiko) [JP/JP]; 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動織機 内 Aichi (JP). 粥川 浩明 (KAYUKAWA, Hiroaki) [JP/JP]; 〒448-8671 愛知県刈谷市豊田町 2 丁目 1 番地 株式会社 豊田自動織機 内 Aichi (JP).

(74) 代理人: 恩田 博宣 (ONDA, Hironori); 〒500-8731 岐阜県岐阜市大宮町 2 丁目 1 2 番地の 1 Gifu (JP).

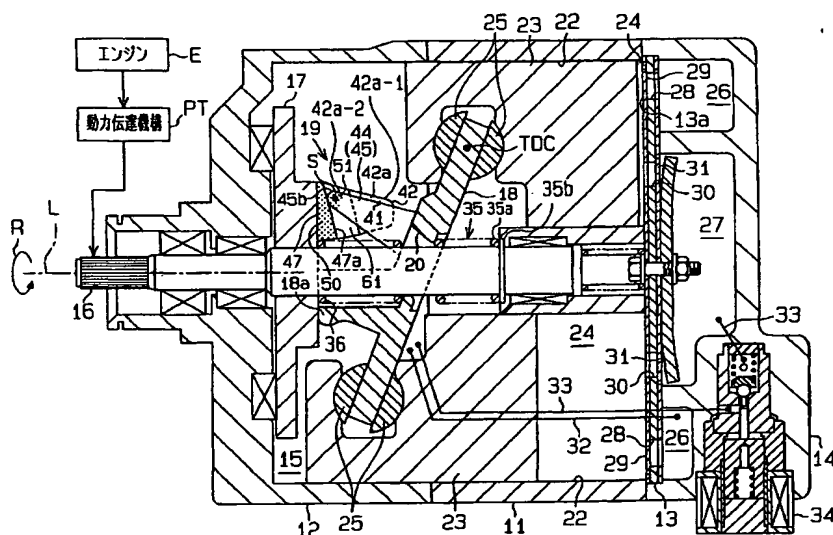
(81) 指定国 (国内): JP, US.

(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

[続葉有]

(54) Title: VARIABLE DISPLACEMENT COMPRESSOR

(54) 発明の名称: 容量可変型圧縮機



E...ENGINE
PT...POWER TRANSMISSION MECHANISM

(57) Abstract: A variable displacement compressor, wherein a rotor is fixed to a drive shaft supported on a housing, a swash plate is slidably and tiltably supported on the drive shaft, a hinge mechanism formed between the rotor and the swash plate comprises two rotor side projections provided on the rotor and a projected part provided on the swash plate, the projected part is inserted between the opposed side faces of the two rotor side projections and allowed to abut on the plane surface of the side face of one rotor side projection to transmit a power between the rotor and the swash plate, and a recessed part is provided in the side face of the rotor side projection, whereby the area of the side face of the rotor side projection allowed to abut on the side face of the swash plate side projection can be reduced to smoothly change a delivery capacity while suppressing a machining cost.

[続葉有]

WO 2004/015269 A1



添付公開書類:
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約: ハウジングに支持された駆動軸には、ロータが固定されている。駆動軸には、斜板がスライド可能でかつ傾動可能に支持されている。ロータと斜板との間に設けられたヒンジ機構は、ロータに設けられた二つのロータ側突起と、斜板に設けられた突部とを備えている。突部は、二つのロータ側突起の対向する側面間に挿入され、一方のロータ側突起の側面に対して平面的に当接することで、ロータと斜板との間での動力伝達を行う。ロータ側突起の側面には、凹部が設けられている。そのため、斜板側突起の側面と当接するロータ側突起の側面の面積が減少され、加工コストを抑制しつつスムーズな吐出容量変更が実現される。

明細書

容量可変型圧縮機

技術分野

本発明は、例えば車両空調装置の冷凍回路に組み込まれた容量可変型圧縮機に関する。

背景技術

この種の容量可変型圧縮機としては、例えば、特開 2001-304102 号公報に開示されたものが存在する。

即ち、ハウジングに形成された複数のシリンダボアには、ピストンがそれぞれ収容されている。ハウジングに回転可能に支持された駆動軸には、ロータが一体回転可能に設けられている。駆動軸には、カムプレート（斜板）がスライド可能でかつ傾動可能に支持されている。ロータとカムプレートとの間には、ヒンジ機構が設けられている。駆動軸の回転運動が、ロータ、ヒンジ機構及びカムプレートを介してピストンの往復運動に変換されて冷媒ガスの圧縮が行われる。ヒンジ機構は、カムプレートが駆動軸上を傾動しつつスライドするようにカムプレートを案内する。カムプレートの傾斜角に応じて、ピストンのストロークつまり容量可変型圧縮機の吐出容量が変更される。

前記ヒンジ機構は、カムプレートからロータに向かって延びる二つのアームと、ロータからカムプレートに向かって延びるとともに、二つのアームの対向する壁面間に挿入された突部とを備えている。この突部は両アームの対向壁面とそれぞれ対向する一对の側面を有している。突部が両アームのうちの一方の壁面に対して面接触し且つ押し付けられた状態で、ロータとカムプレートとの間での動力伝達が行われる。従って、カムプレートの傾動時においては、一方のアームの壁面と突部の一方の側面とが面接触した状態を維持したまま、一方のアームが突部に対して摺動される。

前記ヒンジ機構においては、容量可変型圧縮機のスムーズな吐出容量変更、即ちカムプレートのスムーズな傾動の実現のために、アームが突部に対して面接触を維持した状態で該突部上を摺動することが望ましい。つまり、カムプレートが、圧縮反力に起因した軸方向荷重の偏作用によって、二つのアーム間で突部をこじらせるように傾くと、アームと突部との間の摺動抵抗が大きくなってしまう。従って、アーム及び突部の早期摩耗つまりヒンジ機構の耐久性低下や、ヒンジ機構がスムーズに動作されないことによる、容量可変型圧縮機の吐出容量制御性の悪化等の問題を生じる。

二つのアーム間で突部がこじらないようにするためには、両アーム間における突部の遊びを、該突部のアームに対する円滑な動きが妨げられない範囲内で出来るだけ小さくする必要がある。そのためには、カムプレートにおいては両アームの対向壁面間の距離を、またロータにおいては突部の両側面間の距離を、それぞれ高精度で設定する必要がある。従って、両アームの対向壁面及び突部の両側面の仕上げ加工を、それぞれ高精度で行う必要があった。しかし、そのような高精度な仕上げ加工は、圧縮機の製造コストを上昇させる要因となる。

発明の概要

本発明の目的は、加工コストを抑えつつスムーズな吐出容量変更を実現することが可能な容量可変型圧縮機を提供することにある。

上記の目的を達成するために本発明は、ハウジング内のシリンダボアにはピストンが収容され、前記ハウジングに回転可能に支持された駆動軸にはロータが一体回転可能に設けられ、前記駆動軸にはカムプレートがスライド可能でかつ傾動可能に支持され、前記ロータと前記カムプレートとの間にはヒンジ機構が設けられ、前記駆動軸の回転運動が前記ロータ、前記ヒンジ機構及び前記カムプレートを介して前記ピストンの往復運動に変換されるとともに、前記カムプレートが前記ヒンジ機構の案内によって前記駆動軸上を傾動しつつスライドされることで吐

出容量を変更可能な容量可変型圧縮機であって、前記ヒンジ機構は、前記ロータ及び前記カムプレートのうち的一方である第1部材から前記ロータ及び前記カムプレートうちの他方である第2部材に向かって延びる第1ヒンジ部と、前記第2部材から前記第1部材に向かって延びる第2ヒンジ部とを備えており、第1ヒンジ部及び第2ヒンジ部のうち的一方は少なくとも二つの壁部であり、他方は二つの壁部間に挿入された突部であり、前記両壁部は互いに向き合う対向面を有し、前記突部は前記両壁部の対向面にそれぞれ面する一对の対向面を有し、突部の一方の対向面が一方の壁部の対向面に対して平面的に当接することにより、前記ロータと前記カムプレートとの間での動力伝達が可能となり、前記対向面のうちの少なくとも1つには、肉取り部が設けられている容量可変型圧縮機を提供する。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の第1実施形態における容量可変型圧縮機の縦断面図。

図2は、図1の圧縮機に設けられたロータを示す平面図。

図3は、図1の圧縮機に設けられた斜板を示す平面図。

図4は、図2のロータと図3の斜板との係合状態を示す部分拡大断面図。

図5は、本発明の第2実施形態において、斜板の突部の先端部を示す部分拡大断面図。

図6は、本発明の第3実施形態における、リング部材を備えた容量可変型圧縮機を示す部分拡大縦断面図。

図7は、図6に示すリング部材と斜板との当接状態を、図6の上方から見て示す部分拡大断面図。

図8は、本発明の第4実施形態におけるロータ及び斜板を示す平面図。

図9は、図8に示すロータ及び斜板の側面図。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明を、車両空調装置の冷凍回路を構成する容量可変型圧縮機において具体化した第1～第4実施形態について説明する。なお、第2～第4実施形態においては第1実施形態との相違点についてのみ説明し、同一又は相当部材には

同じ符号を付して説明を省略する。

先ず、第 1 実施形態について、図 1～図 4 を参照して説明する。

(容量可変型圧縮機)

図 1 は、容量可変型圧縮機（以下単に圧縮機とする）の縦断面を示す。図 1 において左方を圧縮機の前方とし、右方を圧縮機の後方とする。

図 1 に示すように、圧縮機のハウジング（圧縮機ハウジング）は、シリンダブロック 11 と、該シリンダブロック 11 の前端に接合固定されたフロントハウジング 12 と、シリンダブロック 11 の後端に弁・ポート形成体（バルブアセンブリ）13 を介して接合固定されたリヤハウジング 14 とを備えている。

シリンダブロック 11 とフロントハウジング 12 との間には、クランク室 15 が区画形成されている。シリンダブロック 11 及びフロントハウジング 12 には、クランク室 15 を通過するようにして、駆動軸 16 が回転可能に支持されている。駆動軸 16 には、車両の走行駆動源であるエンジン E が、クラッチレスタイプ（常時動力伝達型）の動力伝達機構 P T を介して作動連結されている。従って、エンジン E の稼動時においては、該エンジン E から動力の供給を受けて駆動軸 16 が常時回転される。

前記クランク室 15 内において駆動軸 16 には、実質的に円盤状をなすロータ 17 が一体回転可能に固定されている。クランク室 15 内には、実質的に円盤状をなす、カムプレートとしての斜板 18 が収容されている。ロータ 17 及び斜板 18 のうちの一方は第 1 部材に相当し、ロータ 17 及び斜板 18 のうちの他方は第 2 部材に相当する。斜板 18 の中央部には、挿通孔 20 が貫通形成されている。挿通孔 20 には駆動軸 16 が挿通されており、斜板 18 は駆動軸 16 にスライド可能でかつ傾動可能に支持されている。

前記ロータ 17 と斜板 18 との間にはヒンジ機構 19 が設けられている。ヒンジ機構 19 は、斜板 18 をロータ 17 及び駆動軸 16 と同期回転させるとともに、駆動軸 16 の軸線 L に沿って斜板 18 が駆動軸 16 上をスライドすることを許容する。

前記シリンダブロック 11 において駆動軸 16 の軸線 L 周りには、複数のシリンダボア 22 が等角度間隔で貫通形成されている。シリンダボア 22 は駆動軸 16 の軸線 L に沿って延びている。片頭型のピストン 23 は、各シリンダボア 22 に往復運動可能に収容されている。シリンダボア 22 の前後開口は、それぞれ弁・ポート形成体 13 の前端面 13a 及び対応するピストン 23 によって閉塞されており、このシリンダボア 22 内には対応するピストン 23 の往復運動に応じて容積変化する圧縮室 24 が区画されている。各ピストン 23 は、半球状をなす一對のシュー 25 を介して斜板 18 の外周部に係留されている。従って、駆動軸 16 の回転にともなう斜板 18 の回転運動が、両シュー 25 を介して各ピストン 23 の往復直線運動に変換される。

弁・ポート形成体 13 とリヤハウジング 14 との間には、吸入室 26 及び吐出室 27 がそれぞれ区画形成されている。弁・ポート形成体 13 は、シリンダボア 22 にそれぞれ対応して、吸入ポート 28、吸入弁 29、吐出ポート 30 及び吐出弁 31 を有している。吸入室 26 の冷媒ガスは、各ピストン 23 が上死点位置から下死点位置へ向かって移動するのに伴い、吸入ポート 28 及び吸入弁 29 を介して圧縮室 24 に吸入される。圧縮室 24 に吸入された冷媒ガスは、ピストン 23 が下死点位置から上死点位置へ向かって移動するのに伴い、所定の圧力にまで圧縮されるとともに、吐出ポート 30 及び吐出弁 31 を介して吐出室 27 に吐出される。

(圧縮機の容量制御構造)

図 1 に示すように、前記圧縮機ハウジング内には、抽気通路 32、給気通路 33 及び制御弁 34 が設けられている。抽気通路 32 は、クランク室 15 と吸入室

26とを接続する。給気通路33は、吐出室27とクランク室15とを接続する。電磁弁よりなる前記制御弁34は、給気通路33の途中に配設されている。

そして、前記制御弁34の開度を、外部から制御弁34に対する給電制御によって調節することで、吐出室27から給気通路33を介したクランク室15への高圧な冷媒ガスの導入量とクランク室15から抽気通路32を介した吸入室26へのガスの導出量とのバランスが制御され、クランク室15の内圧が決定される。クランク室15の内圧の変更に応じて、クランク室15の内圧と圧縮室24の内圧との差が変更され、それに応じて斜板18の傾斜角度が変更される結果、ピストン23のストローク即ち圧縮機の吐出容量が調節される。なお、斜板18の傾斜角度は、駆動軸16の軸線Lと直交する平面に対する角度によって表される。

例えば、前記制御弁34の開度が減少すると、クランク室15の内圧が低下する。すると、斜板18の傾斜角度が増大してピストン23のストロークが増大し、圧縮機の吐出容量が増大する。斜板18の最大傾斜角度は、斜板18の前面に突設された突起（最大傾斜角度規定部）18aが、ロータ17の後面に当接することで規定される。

逆に、前記制御弁34の弁開度が増大すると、クランク室15の内圧が上昇する。すると、斜板18の傾斜角度が減少してピストン23のストロークが減少し、圧縮機の吐出容量が減少する。斜板18の最小傾斜角度は、駆動軸16上に設けられた最小傾斜角度規定部35によって規定される。

前記最小傾斜角度規定部35は、駆動軸16に巻装されたコイルスプリング35aと、駆動軸16に固定され、コイルスプリング35aのパネ座として機能するサークリップ（スナップリング）35bとからなっている。コイルスプリング35aは、斜板18の後面中央部を、圧縮機的前方に向かって、つまり斜板18の傾斜角度が増大する方向に向かって付勢する。

前記駆動軸 16 においてロータ 17 の後面と斜板 18 の前面との間には、コイルスプリング 36 が巻装されている。コイルスプリング 36 は、斜板 18 の前面中央部を、圧縮機の後方に向かって、つまり斜板 18 の傾斜角度が減少する方向に向かって付勢する。コイルスプリング 36 の付勢力及び前述した最小傾斜角度規定部 35 のコイルスプリング 35a の付勢力は、斜板 18 の傾斜角度の決定に関与する。

(ヒンジ機構)

図 1 に示すように、斜板 18 は、ピストン 23 を上死点位置に配置させるための上死点对应部位 TDC を有する。この上死点对应部位 TDC は、上死点位置にあるピストン 23 に対応する両シュー 25 の球面の中心点を含む。図 1 及び図 2 に示すように、前記ロータ 17 の後面において、斜板 18 の上死点对应部位 TDC と対向する位置には、係合溝 41 が形成されている。係合溝 41 は、ロータ 17 の後面から斜板 18 に向かって延びる二つのロータ側突起 42, 43 によって形成されている。両ロータ側突起 42, 43 は、ロータ 17 の回転方向（図 2 の矢印 R で示される方向或いはその逆方向）における前後の位置に設けられる。

二つのロータ側突起 42, 43 は、前記係合溝 41 を形成すべくロータ 17 から斜板 18 に向かって延びる二つの壁部として機能する。ロータ側突起 42, 43 は、係合溝 41 内で互いに向き合う側面（対向面）42a, 43a を有する。

図 1 及び図 3 に示すように、前記斜板 18 の前面において前記係合溝 41 と対向する部分には、ロータ 17 に向かって延びる突部 44 が設けられている。突部 44 は二つの斜板側突起 45, 46 を含む。両斜板側突起 45, 46 は、駆動軸 16 の回転方向（図 3 の矢印 R で示される方向或いはその逆方向）において、上死点对应部位 TDC を跨いだ回転方向前後の対称位置に配置されている。言い換えれば、突部 44 は、斜板 18 の軽量化のために、二つの斜板側突起 45, 46 を両側に残すようにした中抜き構造とされている。

本実施形態において、前記ロータ側突起 4 2, 4 3 及び前記突部 4 4 のうちの一方は第 1 ヒンジ部に相当し、前記ロータ側突起 4 2, 4 3 及び前記突部 4 4 のうちの他方は第 2 ヒンジ部に相当する。

前記両斜板側突起 4 5, 4 6 は、それらの先端側から係合溝 4 1 内にそれぞれ入り込んでいる。両斜板側突起 4 5, 4 6 は、互いに反対側を向く側面 4 5 a, 4 6 a を有し、それら側面（対向面）4 5 a, 4 5 b は自身と対向するロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a に対して、それぞれ平面的に当接可能である。

前記駆動軸 1 6 が矢印 R 方向に回転する場合、ロータ 1 7 の回転力は、動力伝達側となるロータ側突起 4 2 の側面 4 2 a 及び該側面 4 2 a に当接する斜板側突起 4 5 の側面 4 5 a を介して、斜板 1 8 に伝達される。逆に、駆動軸 1 6 が矢印 R 方向と反対側に回転する場合、ロータ 1 7 の回転力は、動力伝達側となるロータ側突起 4 3 の側面 4 3 a 及び該側面 4 3 a に当接する斜板側突起 4 6 の側面 4 6 a を介して、斜板 1 8 に伝達される。

つまり、本実施形態の圧縮機は、汎用性を高めるために、該圧縮機が搭載される車両のエンジンの回転方向が何れであっても、言い換えれば、ユーザから要求される駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R 方向及び矢印 R と逆方向の何れであっても、好適に対応できるように構成されている。従って、例えば、ヒンジ機構 1 9 は、駆動軸 1 6 の回転方向において上死点对応部位 T D C を跨いだ、該回転方向前後の対称形状をなすように構成されている。

前記係合溝 4 1 内において各ロータ側突起 4 2, 4 3 の基部には、軸方向荷重受承部としてのカム部 4 7 が膨出形成されている。各カム部 4 7 において斜板 1 8 を臨む後端面には、駆動軸 1 6 の軸線 L に近づくほど後方側に傾斜するカム面 4 7 a が形成されている。

前記各斜板側突起 4 5, 4 6 の先端には、凸曲面たる円筒面 4 5 b, 4 6 b がそれぞれ形成されている。各円筒面 4 5 b, 4 6 b の中心軸線 S は、側面 4 5 a, 4 6 a に対して垂直となっている。各斜板側突起 4 5, 4 6 の先端は、円筒面 4 5 b, 4 6 b を以て、対応するカム部 4 7 のカム面 4 7 a に対して摺動可能に当接されている。従って、圧縮反力等に起因して斜板 1 8 に作用する軸方向荷重は、斜板側突起 4 5, 4 6 の円筒面 4 5 b, 4 6 b を介してカム部 4 7 のカム面 4 7 a で受承される。

そして、例えば、前記圧縮機が吐出容量を増大する場合、斜板 1 8 は、斜板側突起 4 5, 4 6 の円筒面 4 5 b, 4 6 b の中心軸線 S を中心として、図 1 の時計回り方向に回動される。それと同時に、斜板側突起 4 5, 4 6 の先端が、カム部 4 7 のカム面 4 7 a 上を駆動軸 1 6 から離間する方向へ移動されることで、ヒンジ機構 1 9 は斜板 1 8 の傾斜角度の増大を案内する。

逆に、前記圧縮機が吐出容量を減少する場合、斜板 1 8 は、円筒面 4 5 b, 4 6 b の中心軸線 S を中心として、図 1 の反時計回り方向に回動される。それと同時に、斜板側突起 4 5, 4 6 の先端が、カム部 4 7 のカム面 4 7 a 上を駆動軸 1 6 に近接する方向へ移動されることで、ヒンジ機構 1 9 は斜板 1 8 の傾斜角度の減少を案内する。

前記ヒンジ機構 1 9 は、ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a と斜板側突起 4 5, 4 6 の側面 4 5 a, 4 6 a とを平面的に当接係合可能とすることで、ロータ 1 7 から斜板 1 8 への動力伝達を維持しつつ、該斜板 1 8 の傾斜角度の変更を許容する。従って、駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R の場合において、斜板 1 8 の傾斜角度の変更には、動力伝達を担うロータ側突起 4 2 の側面 4 2 a と斜板側突起 4 5 の側面 4 5 a との圧接摺動が伴うこととなる。逆に、駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R と逆方向の場合において、斜板 1 8 の傾斜角度の変更には、動力伝達を担うロータ側突起 4 3 の側面 4 3 a と斜板側突起 4 6 の側面 4 6 a との圧接摺動が伴うこととなる。

前記ヒンジ機構 19 において、カム部 47 のカム面 47 a 及び斜板側突起 45, 46 の円筒面 45 b, 46 b には、互いの圧接摺動に対する耐久性向上のために焼入加工が施されている。該焼入加工は、例えば高周波焼入により行われている。ヒンジ機構 19 において焼入加工が施された領域は、図 1 ～図 3 においてそれぞれドット表示で示す領域 50, 51 である。つまり、焼入加工は、ヒンジ機構 19 において、カム部 47 のカム面 47 a 及び斜板側突起 45, 46 の円筒面 45 b, 46 b を含む一部に限定して施されている。

前記カム部 47 のカム面 47 a、ロータ側突起 42, 43 の側面 42 a, 43 a、斜板側突起 45, 46 の側面 45 a, 46 a 及び円筒面 45 b, 46 b は、それぞれ固体潤滑剤の被膜で覆われている。固体潤滑剤としては、例えば、ポリ四フッ化エチレン等のフッ素樹脂や、二硫化モリブデン等が挙げられる。各摺動面（カム面 47 a、側面 42 a, 43 a、側面 45 a, 46 a、円筒面 45 b, 46 b）に被膜を形成することで、摩擦抵抗を低減することができ、吐出容量の変更時における斜板 18 の傾動をスムーズとすることができる。

さて、前記斜板 18 は、圧縮反力に起因した軸方向荷重の偏作用によって、係合溝 41 内で突部 44 をこじるようにして、吐出容量変更時とは異なる方向に傾斜されようとする。

さらに詳述すれば、図 3 に示すように、前記駆動軸 16 の回転方向を矢印 R 方向とすると、斜板 18 は、圧縮行程側の半周部分つまり上死点对应部位 TDC 及び駆動軸 16 の軸線 L を含む仮想的な平面 H を境とした図 3 の左方側の半周部分が、冷媒ガスの圧縮に起因して、ピストン 23 から前方に押されるように反力を受ける。また、斜板 18 は、吸入行程側の半周部分つまり平面 H を境とした図 3 の右方側の半周部分が、冷媒ガスの吸入に起因して、ピストン 23 から後方に引っ張られるように反力を受ける。

従って、前記斜板 18 は、斜板側突起 45、46 の側面 45a、46a を、該側面 45a、46a に対向するロータ側突起 42、43 の側面 42a、43a に対して傾斜させるようにして、図 3 の時計回り方向つまり吐出容量変更時とは異なる方向に傾斜されようとする。

「背景技術」において述べたように、前記斜板 18 が吐出容量変更時とは異なる方向に傾斜されること、言い換えれば係合溝 41 内で突部 44 がこじられることを抑制するためには、二つのロータ側突起 42、43 間における突部 44 の遊びをできるだけ小さくする必要がある。この突部 44 の遊びは、二つのロータ側突起 42、43 の互いに平行な側面 42a、43a 間の距離 X（図 2 参照）から、突部 44 を構成する二つの斜板側突起 45、46 の互いに平行な側面 45a、46a 間の距離 Y（図 3 参照）を差し引いた値であるクリアランスによって決定される。

本実施形態において前記クリアランス（ $X - Y$ ）は、0.01～0.20 mm の好適範囲、さらに好ましくは 0.03～0.11 mm の範囲に設定されている。即ち、クリアランス（ $X - Y$ ）が小さすぎると、寸法公差やロータ 17 及び斜板 18 の熱膨張等の影響によってヒンジ機構 19 の動作が困難な状態となり易くなる。また、クリアランス（ $X - Y$ ）が大きすぎると、係合溝 41 内で突部 44 がこじる問題が発生する。従って、前述したクリアランス（ $X - Y$ ）の設定範囲は、係合溝 41 内での突部 44 のこじれ防止と、クリアランス（ $X - Y$ ）が過小となることに起因するヒンジ機構 19 の動作不良の防止とを両立するための好適な寸法範囲であると言える。

前記斜板側突起 45、46 の先端において、側面 45a、46a と円筒面 45b、46b との接続部で構成される凸角部 45c、46c には、面取り加工が施されている。斜板 18 は鋳造により製作されており、斜板側突起 45、46 の凸角部 45c、46c の面取りは、斜板 18 の鋳造時に同時に行う所謂素材面取りである。

さて、図 1 及び図 2 に示すように、前記係合溝 4 1 内において各ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a には、肉取り部としての凹部 6 1, 6 2 が形成されている。つまり、各ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a は、対向する斜板側突起 4 5, 4 6 の側面 4 5 a, 4 6 a と平面的に当接係合可能な領域（摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1）と、凹部 6 1, 6 2 内に位置する非摺動面 4 2 a-2, 4 3 a-2 とからなっている。各ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a は、凹部 6 1, 6 2 が形成されることによって、例えば凹部 6 1, 6 2 を備えない場合と比較して、摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1 の面積が小さくなっている。

前記係合溝 4 1 内の凹部 6 1, 6 2 は、対応するロータ側突起 4 2, 4 3 の基部において、カム部 4 7 に隣接して設けられている。凹部 6 1, 6 2 は、カム面 4 7 a の延在方向に沿って、つまり吐出容量変更時における斜板側突起 4 5, 4 6 の先端のカム面 4 7 a 上での摺動軌跡に沿って溝状に延びている。凹部 6 1, 6 2 内の非摺動面 4 2 a-2, 4 3 a-2 は、カム部 4 7 のカム面 4 7 a に連続されている。

従って、前記ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a と、該側面 4 2 a, 4 3 a（詳しくは摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1）に垂直なカム部 4 7 のカム面 4 7 a との接続部分（凹角部 6 1 a, 6 2 a）は、凹部 6 1, 6 2 内に入り込んだ位置に配置されることとなる。つまり、図 4 に示すように、ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a とカム部 4 7 のカム面 4 7 a との接続部分たる凹角部 6 1 a, 6 2 a は、該側面 4 2 a, 4 3 a に対する凹部 6 1, 6 2 の形成によって、斜板側突起 4 5, 4 6 の先端から逃がされている。

前記凹部 6 1, 6 2 内の凹角部 6 1 a, 6 2 a は、ロータ側突起 4 2, 4 3 の補強のために、つまり凹角部 6 1 a, 6 2 a への応力集中を緩和するために、凹曲面状に形成されている。

上記構成の本実施形態においては次のような作用・効果を奏する。

(1) 各ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a において、斜板側突起 4 5, 4 6 の側面 4 5 a, 4 6 a に対して摺動する摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1 は、二つのロータ側突起 4 2, 4 3 間での突部 4 4 のクリアランスを高精度で設定するために、高精度な仕上げ加工を必要とする。

しかし、本実施形態においては、各ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a に凹部 6 1, 6 2 を形成することで、斜板側突起 4 5, 4 6 の側面 4 5 a, 4 6 a に対して摺動する領域（摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1）の面積が、凹部 6 1, 6 2 を備えない場合と比較して大幅に減少されている。従って、各ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a に対する仕上げ加工は、狭い範囲（摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1）でよく、仕上げ加工のコストを低減できる。よって、二つのロータ側突起 4 2, 4 3 間における突部 4 4 のクリアランスの高精度設定を達成しつつ、圧縮機の製造コストを低減することが可能となる。

(2) ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a とカム部 4 7 のカム面 4 7 a との接続部（凹角部 6 1 a, 6 2 a）は、凹部 6 1, 6 2 の形成によって、斜板側突起 4 5, 4 6 の先端の凸角部 4 5 c, 4 6 c から逃がされている。

従って、前記ロータ 1 7 のカム面 4 7 a と斜板 1 8 の円筒面 4 5 b, 4 6 b とが当接した状態で、ロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a と斜板側突起 4 5, 4 6 の側面 4 5 a, 4 6 a とが近接しても、凹部 6 1, 6 2 内の凹角部 6 1 a, 6 2 a に斜板側突起 4 5, 4 6 の凸角部 4 5 c, 4 6 c が乗り上げることを防止できる。よって、この乗上げに起因して生じる、凹部 6 1, 6 2 内の凹角部 6 1 a, 6 2 a 或いはロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a に対する、斜板側突起 4 5, 4 6 の凸角部 4 5 c, 4 6 c の角当たりを防止できる。

よって、この角当たりが発生した状態で斜板 18 が吐出容量変更のための傾動を行うことに起因した、異音の発生を防止できる。また、ヒンジ機構 19 の摩耗劣化の防止や、斜板 18 の吐出容量変更のための傾動がスムーズとなる等の利点もある。斜板 18 の傾動のスムーズ化により、圧縮機の吐出容量の変更動作を素早く行うことができるため、例えば低吐出容量からの吐出容量の増大を素早く行うことができ、空調フィーリングが向上される。

また、前記斜板側突起 45, 46 の凸角部 45c, 46c が前記凹角部 61a, 62a に乗り上げるおそれのないことから、凸角部 45c, 46c における面取りを極力小さくすることができる。従って、斜板側突起 45, 46 は、その幅（図 3 における左右方向の幅）を拡大することなく斜板側突起 45, 46 の円筒面 45b, 46b の幅を広くすることができる。よって、斜板 18 の重量増加を招くことなく、円筒面 45b, 46b の耐荷重性を向上させることができる。

（3）凹部 61, 62 は、カム部 47 のカム面 47a に沿って延在する溝状をなしている。つまり、斜板 18 の傾斜角度（圧縮機の吐出容量）が何れであったとしても、ロータ側突起 42, 43 の側面 42a, 43a とカム部 47 のカム面 47a との接続部（凹角部 61a, 62a）は、斜板側突起 45, 46 の先端から確実に逃がされることとなる。従って、吐出容量変更時における斜板 18 の傾動に伴い、斜板側突起 45, 46 がカム部 47 に対して当接した状態で相対移動しても、凹部 61, 62 内の凹角部 61a, 62a に対する斜板側突起 45, 46 の凸角部 45c, 46c の乗上げを防止することができる。

（4）ロータ側突起 42, 43 の側面 42a, 43a において、該ロータ側突起 42, 43 の基部側に位置する領域は、カム部 47 のカム面 47a に近いために該カム面 47a が邪魔となって、工具などが接近し難くなっている。しかし、本実施形態では、側面 42a, 43a においてロータ側突起 42, 43 の基部側に位置する領域には、内面の仕上げ加工が不要な凹部 61, 62 が設けられている。従って、例えば、凹部 61, 62 を、側面 42a, 43a においてロータ側

突起 4 2, 4 3 の基部側以外の領域に形成する場合、言い換えれば側面 4 2 a, 4 3 a においてロータ側突起 4 2, 4 3 の基部側に位置する領域に仕上げ加工を施す必要がある場合と比較して、側面 4 2 a, 4 3 a (摺動面 4 2 a-1, 4 3 a-1) の仕上げ加工のコストをさらに低減することができる。

(5) 駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R 方向の場合、凹部 6 1 は、動力伝達側となるロータ側突起 4 2 の側面 4 2 a に設けられていることになる。逆に、駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R とは逆方向の場合、凹部 6 2 は、動力伝達側となるロータ側突起 4 3 の側面 4 3 a に設けられていることになる。動力伝達側であるロータ側突起 4 2, 4 3 の側面 4 2 a, 4 3 a は、ロータ 1 7 と斜板 1 8 との間での伝達トルクが作用する面である。従って、側面 4 2 a, 4 3 a に対応した凹角部 6 1 a, 6 2 a に対する、斜板側突起 4 5, 4 6 の凸角部 4 5 c, 4 6 c の乗上げが防止可能となれば、該乗上げに起因する異音発生の防止効果が大きくなるとともに、吐出容量変更時における斜板 1 8 の傾動のスムーズ化が効果的に行われるようになる。

(6) 両方のロータ側突起 4 2, 4 3 に凹部 6 1, 6 2 が設けられている。従って、駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R 方向の場合、動力伝達側ではないロータ側突起 4 3 の側面 4 3 a にも凹部 6 2 が設けられていることになる。逆に駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R とは逆方向の場合、動力伝達側ではないロータ側突起 4 2 の側面 4 2 a にも凹部 6 1 が設けられていることになる。つまり、駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R 方向或いは矢印 R と逆方向の何れであっても前記 (5) の効果を奏し得る。

(7) ヒンジ機構 1 9 には、該ヒンジ機構 1 9 におけるロータ 1 7 と斜板 1 8 との当接箇所を含む一部に限定して焼入加工が施されている。従って、例えばヒンジ機構 1 9 の全体に焼入加工が施された場合と比較して、ヒンジ機構 1 9 において焼入加工による歪みや割れ等の発生が抑制される。よって、例えばロータ側突起 4 2, 4 3 間における突部 4 4 のクリアランス (X-Y) の精度等、ヒンジ

機構 19 の寸法精度を維持するための仕上げ加工の加工量が少なくなり、コストダウンを図ることが可能になる。

特に、本実施形態で採用されている高周波焼入は、部材の表面付近にのみ焼きが入れるため、前述したヒンジ機構 19 の歪みや割れ等の抑制効果は大きくなる。また、焼入加工が、ヒンジ機構 19 の限定された部位にのみ施されるようにすることで、例えば、高周波焼入のための設備たる発振機の出力を抑えることができ、安価な設備での焼入加工が可能になる。

図 5 においては第 2 実施形態を示す。上記第 1 実施形態においては、ロータ側突起 42, 43 の側面 42a, 43a に肉取り部（凹部 61, 62）が設けられていた。しかし、本実施形態においては、ロータ側突起 42, 43 の側面 42a, 43a から肉取り部（凹部 61, 62）が削除されているとともに、斜板側突起 45, 46 の側面 45a, 46a に肉取り部が設けられている。

なお、本実施形態においては、前記ロータ側突起 42, 43 の側面 42a, 43a とカム部 47 のカム面 47a との接続部（凹角部 61a, 62a）へ、斜板側突起 45, 46 の凸角部 45c, 46c が乗り上げることを防止するために、凸角部 45c, 46c（凸角部 46c については図 3 参照）が上記第 1 実施形態よりも大きく面取りされている。

以下に、前記斜板側突起 45, 46 の側面 45a, 46a に設けられた肉取り部について説明する。なお、他方の斜板側突起 46 の側面 46a に設けられた肉取り部については、一方の斜板側突起 45 の側面 45a に設けられた肉取り部と同様であるため、その説明は省略する。

即ち、前記斜板側突起 45 の側面 45a において凸角部 45c 側（先端側）の領域には、ロータ側突起 42 の側面 42a（摺動面 42a-1）に対して主として摺動する領域（第 1 平面 45a-1）に接続して、該第 1 平面 45a-1 に対

して傾斜する第2平面45a-2が形成されている。第2平面45a-2は、斜板18の鑄造後つまり凸角部45cの面取り後に、機械加工によって形成されている。なお、円筒面45bの中心軸線Sは、第1平面45a-1を含む第1仮想平面K1に垂直である。

前記第2平面45a-2は、斜板側突起45の先端側ほどロータ側突起42の側面42aから離間するように傾斜されている。斜板側突起45の第2平面45a-2と、斜板側突起46の図示しない同様の第2平面との間の距離Y'は、斜板側突起45、46の先端側ほど狭くなっている。つまり、第2平面45a-2において、それに対向するロータ側突起42の側面42aとの間の距離は、斜板側突起45の先端側ほど広がっている。

前記斜板側突起45は、第2平面45a-2を形成することによって、該第2平面45a-2を有しない上記第1実施形態の斜板側突起45よりも、肉量が少なくなっている。つまり、本実施形態においては、第2平面45a-2が肉取り部をなしている。

ここで、前記第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α には、該傾斜を実現する当然な範囲（「 $>0^\circ$ 」でかつ「 $<90^\circ$ 」）内において、好適な範囲が存在する。

即ち、前記第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α が小さければ小さい程、該第2平面45a-2の加工誤差に起因した、第1平面45a-1と第2平面45a-2との接続部分Pの紙面上下方向への位置ズレが大きくなってしまう。例えば、第2平面45a-2が紙面左方向に少しずれただけでも、接続部分Pは紙面下方向に大きくずれてしまい、結果として第1平面45a-1が大きく減少する。このため、斜板側突起45とロータ側突起42との接触部分が小さくなり、突部44は契合溝41内でこじれ易くなってしまう。

以上のことを考慮して本実施形態においては、前記第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α が1°以上、さらに好ましくは2°以上に設定されている。

また、前記第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α が大きすぎると、第2平面45a-2の少なくとも一部が、円筒面45bに対して凸角部45cを介することなく直接接続されることとなってしまう。従って、この直接接続される部分にバリやカエリが発生し、該バリやカエリを除去する工程が新たに必要となる問題がある。また、円筒面45bの面積が小さくなってしまい、該円筒面45bの耐荷重性が低下する問題もある。従って、本実施形態においては、第2平面45a-2を含む第2仮想平面K2が円筒面45bに交差しないように、第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α が設定されている。

即ち、本実施形態においては、図5において一点鎖線で示すように、前記第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α が6°以上のときに、第2仮想平面K2が円筒面45bに交差されることとなる。従って、本実施形態においては、第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α が6°未満に設定されている。

さらに、前記傾斜角度 α が6°に近いと、第2平面45a-2の加工誤差に起因した接続部分Pの紙面下方向への位置ズレによって、第2仮想平面K2が円筒面45bに交差する可能性が大きくなる。よって、第1平面45a-1に対する第2平面45a-2の傾斜角度 α は、3°以下に設定することがさらに好ましい。

上記構成の本実施形態においては、上記効果(5)～(7)と同様な効果を奏する。その他にも、斜板側突起45、46の側面45a、46aにおいて、肉取り部(第2平面45a-2(側面46aの第2平面は図示せず))が設けられた部分に関しては、クリアランス(X-Y)の精度を高く維持するための仕上げ加

工を省くことができる。従って、クリアランス（X-Y）の精度を高く維持するための仕上げ加工面積を小さくすることができ、コストダウンを図ることが可能になる。

また、前記肉取り部として平面（第2平面45a-2）が採用されている。従って、斜板18が吐出容量変更時と異なる方向に傾動され、斜板側突起45の側面45aの第1平面45a-1がロータ側突起42の側面42aに対して傾斜された場合でも、該側面42aに対して第2面45a-2が平面的に当接係合することとなる。よって、吐出容量変更に関する斜板18の傾動がスムーズとなり、良好な容量制御性を維持することができる。

図6及び図7に示すように第3実施形態においては、駆動軸16の軸線Lに対して斜板18を調芯するための調芯手段79が備えられている。

即ち、前記駆動軸16上には、軸線L方向へスライド移動可能に、調芯部材としてのリング部材80が設けられている。リング部材80は、スプリング36と斜板18との間に介在されている。該リング部材80は、スプリング36によって斜板18に押し付けられている。リング部材80の外周側における斜板18側の角部には、45°の傾斜角度を有する、テーパからなるリング側ガイド部82が形成されている。

前記斜板18の挿通孔20においてロータ17側の開口周りには、図6における紙面の奥側の部位と手前側の部位とに、テーパからなる斜板側ガイド部83が形成されている（図7には、図6における紙面の奥側の部位の斜板側ガイド部83を示す）。斜板側ガイド部83は、斜板18の傾動によって変化する該斜板18の傾斜角度のそれぞれの値において、リング側ガイド部82と対向する部位が、図7の上下方向に対して45°の傾斜角度を有する形状とされている。スプリング36、リング部材80（リング側ガイド部82）及び斜板側ガイド部83が、調芯手段79を構成している。

前記リング側ガイド部 8 2 は、斜板 1 8 の傾斜角度の任意の値で、スプリング 3 6 の押圧力によって斜板側ガイド部 8 3 に摺動可能に押し付けられる。この押付けにより、軸線 L に対する斜板 1 8 の調芯（図 7 の上下方向の調芯）が行われる。従って、軸線 L に対する斜板 1 8 の芯ズレに起因する、ロータ側突起 4 2, 4 3 と斜板側突起 4 5, 4 6 とのこじれ等を防止できる。

図 8 及び図 9 に示すように第 4 実施形態においては、ロータ 1 7 に突部が、斜板 1 8 に壁部がそれぞれ設けられている。

即ち、前記斜板 1 8 の前面において、該斜板 1 8 の上死点对应部位（上死点位置にあるピストン 2 3 のシュー 2 5 の球面中心点）側には、係合溝 7 0 が形成されている。係合溝 7 0 は、斜板 1 8 の前面においてその回転方向前後の位置に、ロータ 1 7 側に向かって突設された二つの壁部 7 1, 7 2 によって形成されている。

前記ロータ 1 7 において係合溝 7 0 に対応する位置には、突部 7 3 が設けられている。突部 7 3 は、壁部 7 1, 7 2 の対向する側面（壁面）7 1 a, 7 2 a 間に挿入係合された状態で、側面 7 3 a を以て斜板 1 8 における壁部 7 1 の側面 7 1 a に対して動力伝達を行う（駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R 方向の場合）。駆動軸 1 6 の回転方向が矢印 R とは逆方向の場合、突部 7 3 は側面 7 3 b を以て斜板 1 8 における壁部 7 2 の側面 7 2 a に対して動力伝達を行う。

前記突部 7 3 の基部には、両側面 7 3 a, 7 3 b 側に軸方向荷重受承部としてのカム部 7 4 が形成されている。壁部 7 1, 7 2 の先端に形成された凸曲面状の円筒面 7 1 b, 7 2 b は、カム部 7 4 の後端面に形成されたカム面 7 4 a に対して摺動可能に当接されている。さらに、突部 7 3 の両側面 7 3 a, 7 3 b において壁部 7 1, 7 2 の先端付近位置には、肉取り部としての凹部 7 5, 7 6 が設けられている。

前記凹部 7 5, 7 6 は、側面 7 3 a, 7 3 b 上においてカム部 7 4 に隣接して設けられ、吐出容量変更に関する斜板 1 8 の傾動に伴う壁部 7 1, 7 2 の円筒面 7 1 b, 7 2 b のカム面 7 4 a に対する相対移動方向に沿って延在する溝状をなしている。凹部 7 5, 7 6 内におけるカム面 7 4 a 側の凹角部 7 5 a, 7 6 a は、突部 7 3 の補強のために凹曲面状に形成されている。

本実施形態においては、上記第 1 実施形態の効果 (1) と同様に、二つの壁部 7 1, 7 2 間における突部 7 3 のクリアランスに関し、該クリアランスの精度を高く維持するための仕上げ加工の面積を小さくすることができる。また、上記第 1 実施形態の効果 (2) 及び (3) と同様に、凹角部 7 5 a, 7 6 a に対する壁部 7 1, 7 2 の先端の乗上げを防止できる。さらに、本実施形態では前記効果 (4) ~ (7) と同様の効果を奏する。

なお、本発明の趣旨から逸脱しない範囲で例えば以下の態様でも実施できる。

上記第 1 実施形態の変更例として、図 4 において二点鎖線 M で示すように、ロータ側突起 4 2 の側面 4 2 a において摺動面 4 2 a - 1 と凹部 6 1 内の非摺動面 4 2 a - 2 との接続部たる凸角部のうち、ロータ側突起 4 2 の先端側に位置する凸角部 4 2 b に、面取り加工を施すこと。なお、この面取りは、ロータ側突起 4 3 の側面 4 3 a において、摺動面 4 3 a - 1 と凹部 6 2 内の非摺動面 4 3 a - 2 との接続部たる凸角部 4 3 b (図 2 参照) に施してもよい。

このようにすれば、例えば斜板側突起 4 5 が傾くことで、該斜板側突起 4 5 の側面 4 5 a とロータ側突起 4 2 の側面 4 2 a とが離間するとともに、斜板側突起 4 5 の側面 4 5 a がロータ側突起 4 2 の凸角部 4 2 b に対して当接する時に、凸角部 4 2 b が斜板側突起 4 5 の側面 4 5 a から受ける圧力が、ロータ側突起 4 2 において分散され易くなる。従って、ロータ側突起 4 2 の耐荷重性を向上させることができる。

上記第4実施形態の変更例として、図8において二点鎖線Mで示すように、突部73の側面73a、73bにおいて、壁部71、72の壁面71a、72aと平面的に当接係合される摺動面73a-1、73b-1と、凹部75、76内の非摺動面73a-2、73b-2との接続部たる凸角部のうち、突部73の先端側の凸角部73c、73dに面取り加工を施すこと。

この場合も、凸角部73c、73dが壁部71、72の側面71a、72aから圧力を受けても、該圧力が突部73において分散され易くなるため、突部73の耐荷重性を向上させることができる。

上記第1実施形態において、凹部61、62は、ロータ側突起42、43の側面42a、43aにおいて、斜板側突起45、46の先端付近以外の箇所に設けられていてもよい。

上記第1～第3実施形態において、肉取り部は、両ロータ側突起42、43の両側面42a、43a、及び、両斜板側突起45、46の両側面45a、46aからなる4つの面のうちの少なくとも1つの面に設けられていればよい。

上記各実施形態において、ヒンジ機構19に対する焼入加工は、該ヒンジ機構19の全体ではなく、ロータ17と斜板18との当接箇所の少なくとも一部を含むヒンジ機構19の一部に対してであれば、どの部分に施されていてもよい。例えば、第1～第3実施形態において、ロータ側突起42、43の先端側（図2の下方側）や斜板側突起45、46の基部側におけるロータ側突起42、43との当接箇所に焼入加工が施されていてもよい。また、ヒンジ機構19において、ロータ17と斜板18との当接箇所の少なくとも一部が含まれた状態で、ロータ17及び斜板18の一方側にのみ焼入加工が施される構成であってもよい。

上記第1実施形態ではロータ17の壁部（ロータ側突起42、43）のみに肉

取り部を設け、前記第 2 実施形態では斜板 1 8 の突部 4 4 のみに肉取り部を設けていたが、これを変更し、壁部（ロータ側突起 4 2， 4 3）及び突部 4 4 の両方に肉取り部を設けてもよい。

上記第 2 実施形態において、斜板側突起 4 5， 4 6 の基部に、例えば第 1 実施形態の凹部 6 1， 6 2 と同様の凹部からなる肉取り部を追加して設けてもよい。

本発明を、カムプレートとしての揺動板を備えたワッブルタイプの容量可変型圧縮機において具体化すること。

本発明を、両頭ピストンを有するタイプの容量可変型圧縮機において具体化すること。

請求の範囲

1. ハウジング内のシリンダボアにはピストンが収容され、前記ハウジングに回転可能に支持された駆動軸にはロータが一体回転可能に設けられ、前記駆動軸にはカムプレートがスライド可能でかつ傾動可能に支持され、前記ロータと前記カムプレートとの間にはヒンジ機構が設けられ、前記駆動軸の回転運動が前記ロータ、前記ヒンジ機構及び前記カムプレートを介して前記ピストンの往復運動に変換されるとともに、前記カムプレートが前記ヒンジ機構の案内によって前記駆動軸上を傾動しつつスライドされることで吐出容量を変更可能な容量可変型圧縮機であって、

前記ヒンジ機構は、前記ロータ及び前記カムプレートのうち的一方である第1部材から前記ロータ及び前記カムプレートのうち他方である第2部材に向かって延びる第1ヒンジ部と、前記第2部材から前記第1部材に向かって延びる第2ヒンジ部とを備えており、第1ヒンジ部及び第2ヒンジ部のうち一方は少なくとも二つの壁部であり、他方は二つの壁部間に挿入された突部であり、前記両壁部は互いに向き合う対向面を有し、前記突部は前記両壁部の対向面にそれぞれ面する一対の対向面を有し、突部の一方の対向面が一方の壁部の対向面に対して平面的に当接することにより、前記ロータと前記カムプレートとの間での動力伝達が可能となり、

前記対向面のうちの少なくとも1つには、肉取り部が設けられていることを特徴とする容量可変型圧縮機。

2. 前記第1ヒンジ部の基部には、前記第2ヒンジ部の先端と摺動可能に当接することで、前記カムプレートに作用する軸方向荷重を受承する軸方向荷重受承部が設けられており、前記肉取り部は、前記第2ヒンジ部の先端付近と対応する前記第1ヒンジ部の部分に設けられている請求項1に記載の容量可変型圧縮機。

3. 前記肉取り部は、前記カムプレートの傾動に伴い前記第2ヒンジ部の先端と前記軸方向荷重受承部との間で生じる相対移動に対応するように、前記第2ヒ

ンジ部の先端の前記軸方向荷重受承部に対する移動軌跡に沿って溝状に延びている請求項 2 に記載の容量可変型圧縮機。

4. 前記第 1 ヒンジ部の基部には、前記第 2 ヒンジ部の先端と摺動可能に当接することで、前記カムプレートに作用する軸方向荷重を受承する軸方向荷重受承部が設けられており、前記肉取り部は前記第 2 ヒンジ部の先端付近に設けられている請求項 1 に記載の容量可変型圧縮機。

5. 前記肉取り部を有する対向面は、該対向面に面する前記第 1 ヒンジ部の対向面と平面的に当接する第 1 平面と、該第 1 平面に対して接続され且つ該第 1 平面よりも前記第 2 ヒンジ部の先端寄りに設けられた第 2 平面とを含み、その第 2 平面は前記第 1 平面に対して傾斜しており、前記第 2 平面と該第 2 平面に面する前記第 1 ヒンジ部の対向面との間の距離は、第 2 ヒンジ部の先端に近づくほど大きくなる請求項 4 に記載の容量可変型圧縮機。

6. 前記第 2 平面の前記第 1 平面に対する傾斜角度は、 1° 以上である請求項 5 に記載の容量可変型圧縮機。

7. 前記第 2 ヒンジ部の先端は、前記第 1 平面を含む第 1 仮想平面と垂直な中心軸線を有する円筒面により構成され、該円筒面と前記肉取り部を有する対向面との間の凸角部には面取りが施されており、前記第 2 平面の前記第 1 平面に対する傾斜角度は、該第 2 平面を含む第 2 仮想平面が前記円筒面に交わらない範囲内で設定されている請求項 5 又は 6 に記載の容量可変型圧縮機。

8. 前記肉取り部は、前記ロータと前記カムプレートとの間での動力伝達を可能とすべく互いに当接する両対向面のうちの少なくとも一方に設けられている請求項 2 ～ 7 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機。

9. 前記肉取り部は、前記ロータと前記カムプレートとの間での動力伝達に関

与しない両対向面のうちの少なくとも一方にも設けられている請求項 8 に記載の容量可変型圧縮機。

10. 前記軸方向荷重受承部及び前記第 2 ヒンジ部の先端は、それぞれ固体潤滑剤の被膜で覆われている請求項 2 ～ 9 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機。

11. 前記対向面は、それぞれ固体潤滑剤の被膜で覆われている請求項 1 ～ 10 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機。

12. 前記ヒンジ機構には、前記第 1 ヒンジ部と前記第 2 ヒンジ部との当接部分を含む一部に限定して焼入加工が施されている請求項 1 ～ 11 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機。

13. 前記両壁部の対向面間の距離から前記突部の両対向面間の距離を差し引いた値であるクリアランスは、0.01 ～ 0.20 mm の範囲内に設定されている請求項 1 ～ 12 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機。

14. 前記クリアランスは 0.03 ～ 0.11 mm の範囲内に設定されている請求項 13 に記載の容量可変型圧縮機。

15. 前記駆動軸の軸線に対して前記カムプレートを調芯する調芯手段を備えた請求項 1 ～ 14 のいずれか一項に記載の容量可変型圧縮機。

図1

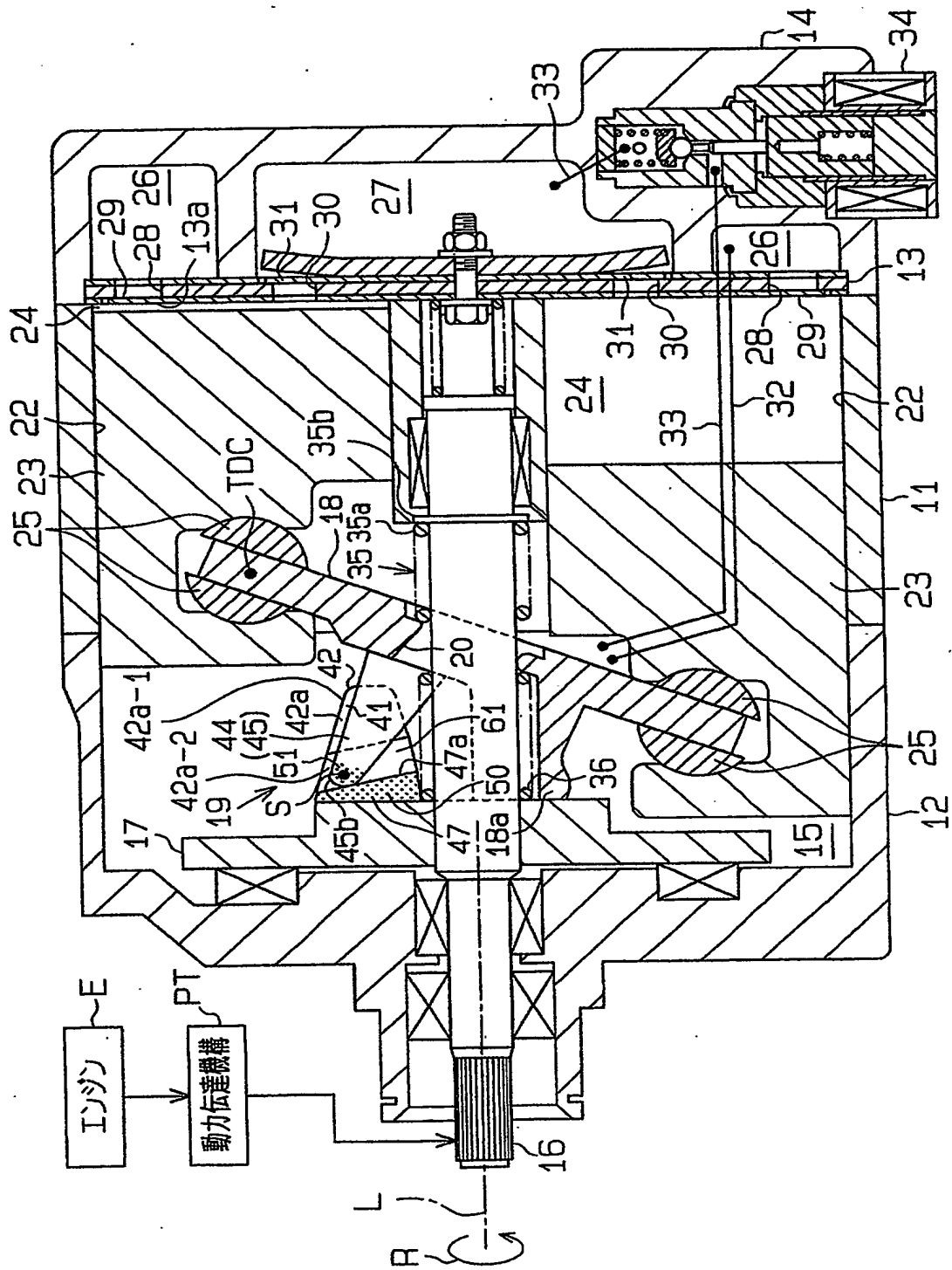


図2

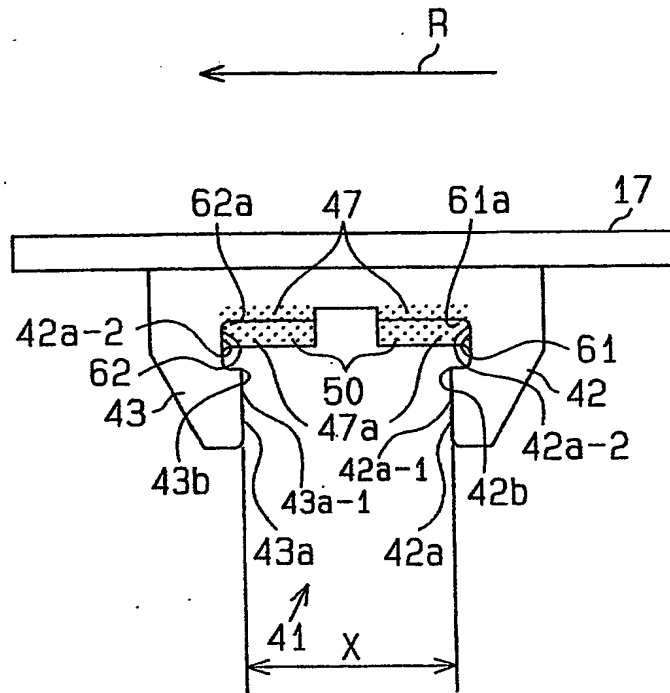


図3

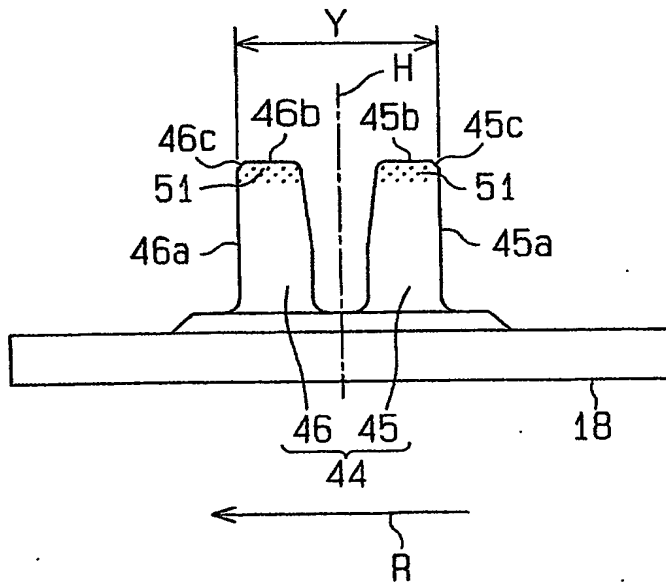


図4

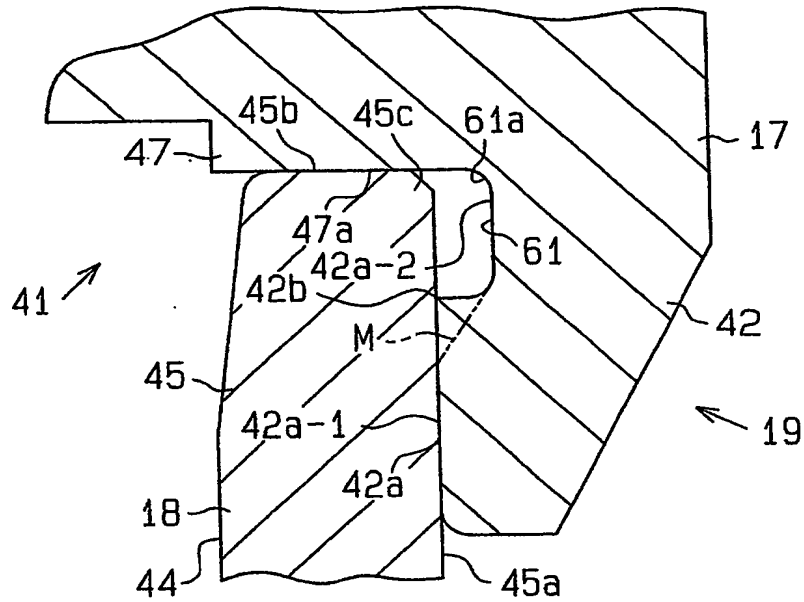


図5

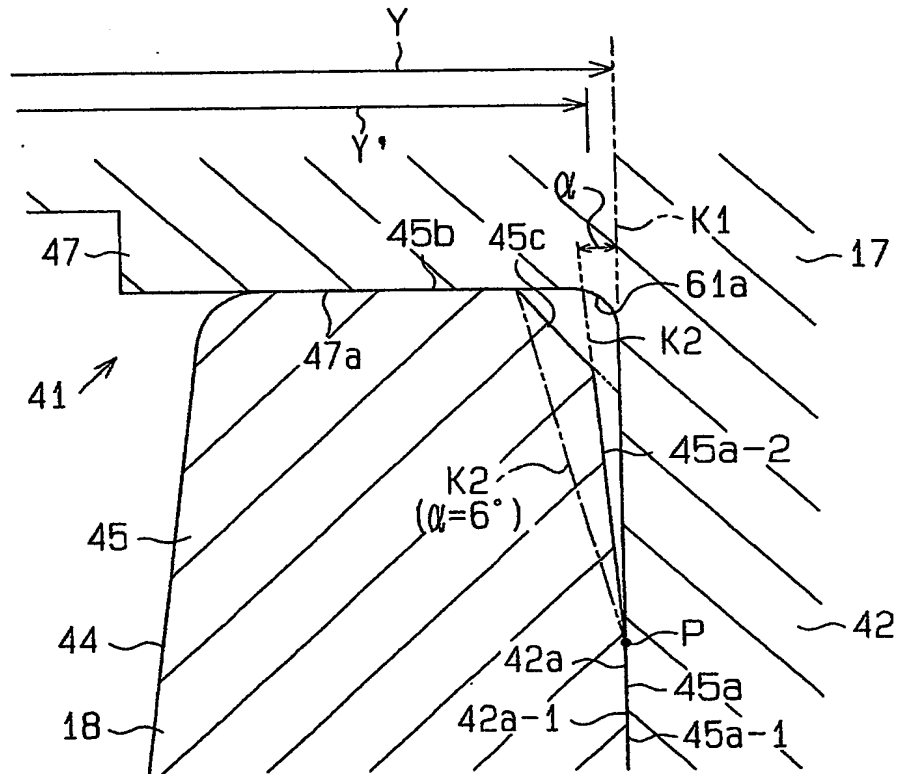


図6

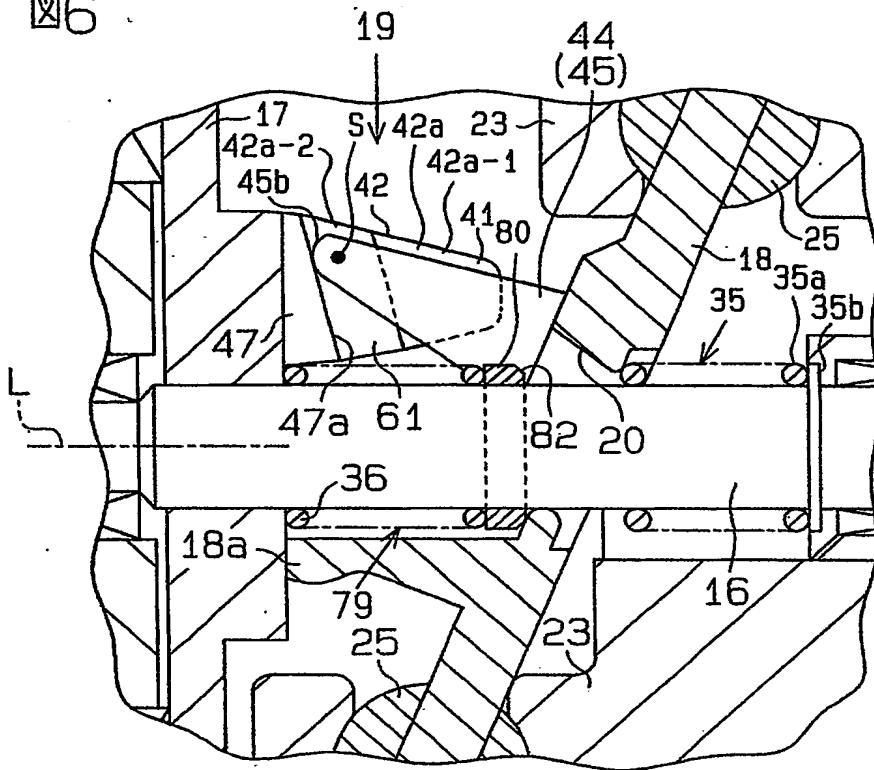


図7

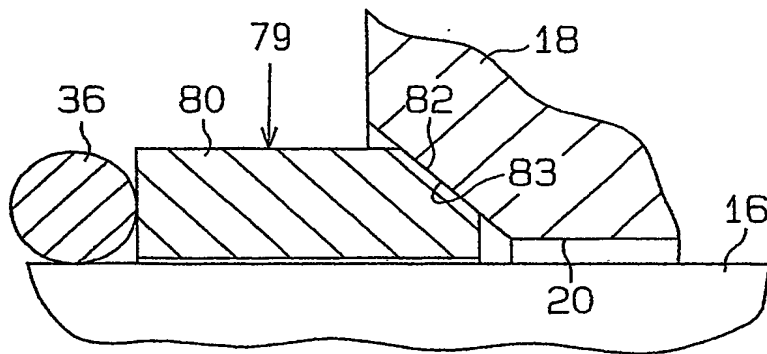


図8

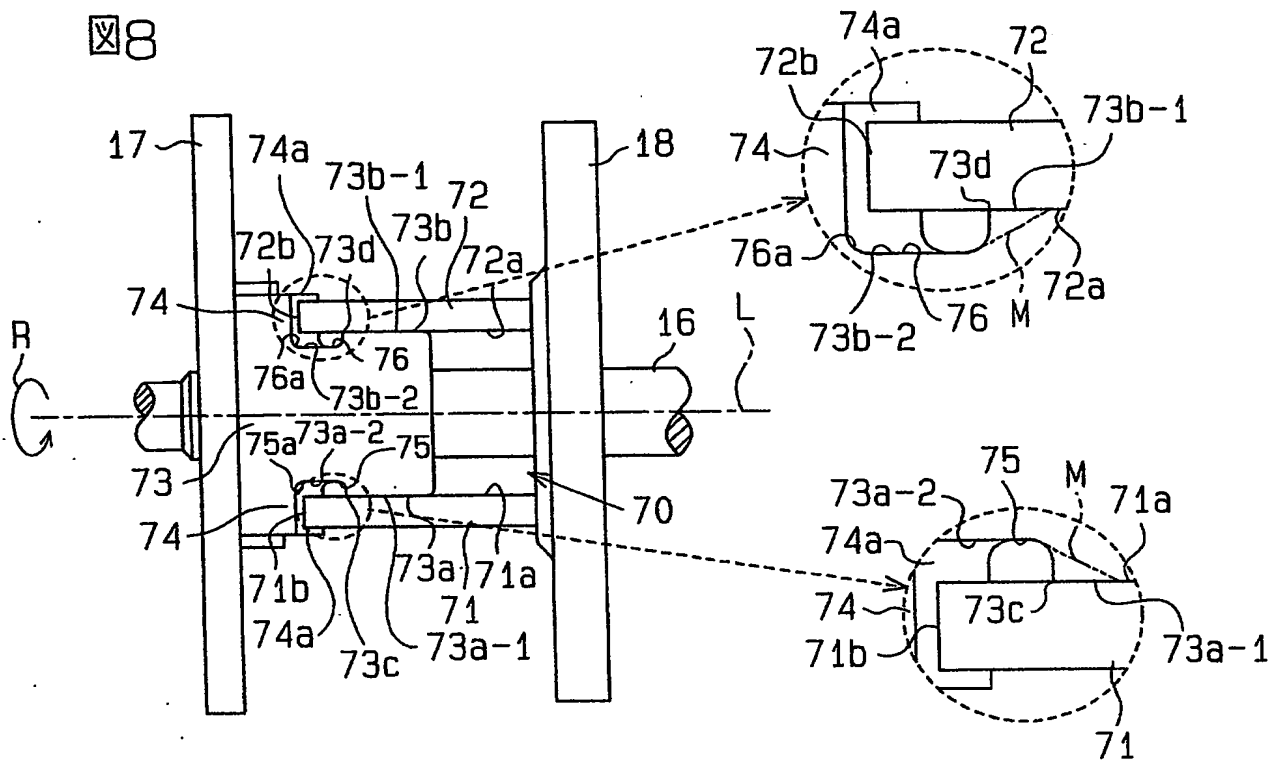
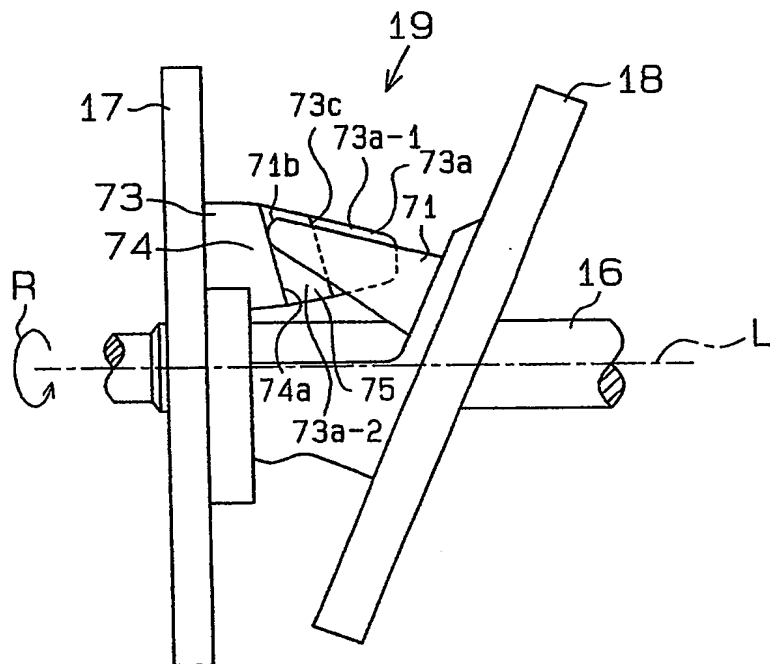


図9



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/10094

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ F04B27/10

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F04B27/10

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 2001/0031205 A1 (Masaki OTA et al.), 18 October, 2001 (18.10.01), Full text; Figs. 1 to 6 & EP 1148241 A2 & JP 2001-304102 A	1-15
A	US 5785503 A (KABUSHIKI KAISHA TOYODA JIDOSHOKKI SEISAKUSHO), 28 July, 1998 (28.07.98), Full text; Figs. 1 to 8 & DE 69611886 A & JP 9-203377 A	1-15
A	US 5370503 A (SANDEN CORP.), 06 December, 1994 (06.12.94), Full text; Figs. 1 to 5 & AU 3840293 A & CA 2095740 A & CN 1037870 B & DE 69301270 A & JP 5-312144 A & KR 231382 A	1-15



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
14 October, 2003 (14.10.03)

Date of mailing of the international search report
28 October, 2003 (28.10.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP03/10094

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5231914 A (HITACHI Ltd. et al.), 03 August, 1993 (03.08.93), Full text; Figs. 1 to 15 & JP 4-124475 A	1-15
A	JP 8-14159 A (SANDEN CORP.), 16 January, 1996 (16.01.96), Full text; Figs. 1 to 6 (Family: none)	1-15

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F04B27/10

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ F04B27/10

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2003年
 日本国登録実用新案公報 1994-2003年
 日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	US 2001/0031205 A1 (Masaki Ota 外5名) 2001. 10. 18, 全文, 第1-6図 & EP 1148241 A2 & JP 2001-304102 A	1-15
A	US 5785503 A (KABUSHIKI KAISHA TOYODA JIDOSHO KI SEISAKUSHO) 1998. 07. 28, 全文, 第1-8図 & D E 69611886 A & JP 9-203377 A	1-15

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

14. 10. 03

国際調査報告の発送日

28.10.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

刈間 宏信

3T

8816

電話番号 03-3581-1101 内線 6268

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	US 5370503 A (SANDEN CORPORATION) 1994. 12. 06, 全文, 第1-5図 & AU 3840293 A & CA 2095740 A & CN 1037870 B & DE 69301270 A & JP 5-312144 A & KR 231382 A	1-15
A	US 5231914 A (HITACHI Ltd. 外1名 1993. 08. 03, 全文, 第1-15図 & JP 4-124475 A	1-15
A	JP 8-14159 A (サンデン株式会社) 1996. 01. 16, 全文, 第1-6図 (ファミリーなし)	1-15